

$$n_i = \begin{cases} 0, & \text{если } Z_i = Z_{i+1}; \\ 1, & \text{если } Z_i \neq Z_{i+1}, \end{cases} \quad (3)$$

где Z_i , Z_{i+1} – высота соответственно i -й и $(i+1)$ -й точек обслуживания.

Аналогичным образом в пределах каждой рабочей зоны определяют геометрические параметры в плоскости, перпендикулярной продольной оси автомобиля. Перемещение исполнителя в этом направлении осуществляется за счет выдвигной площадки, начальное положение которой определяется величиной B_0 , а максимальное выдвигание площадки – B_j . Ход выдвигной площадки рассчитывается по выражению

$$X_b = B_j - B_0. \quad (4)$$

Количество перемещений выдвигной площадки Π_b от B_0 до B_j можно находить по формуле

$$\Pi_b = \sum_{i=1}^j m_i, \quad (5)$$

где m_i – условная величина перемещения, которая может принимать значения

$$m_i = \begin{cases} 0, & \text{если } Y_i = Y_{i+1}; \\ 1, & \text{если } Y_i \neq Y_{i+1}, \end{cases} \quad (6)$$

где Y_i , Y_{i+1} – координата соответственно i -й и $(i+1)$ -й точек обслуживания.

Ширину выдвигной площадки можно определить по последней i -й точке, расположенной на B_i расстоянии от оси l . Длину откидной площадки можно находить по j -й точке, удаленной от k -й на величину откидной площадки.

По перемещениям вдоль оси l определяют длину рабочей площадки, а площадь этой площадки можно рассчитывать по выражению

$$F = f_{об} K_{об}, \quad (7)$$

где $f_{об}$ – площадь, занимаемая технологическим оборудованием;

$K_{об}$ – коэффициент плотности расстановки оборудования.

Таким образом, проектируя технологический процесс технического обслуживания, можно задавать и соответствующие параметры, что в конечном счете повышает эффективность технологического процесса, позволяет комплексно подойти к решению задачи оптимизации.

УДК 621.793:621.43

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТАЛОСТИ КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ, ВОССТАНОВЛЕННЫХ НАНЕСЕНИЕМ ПОКРЫТИЙ

Докт. техн. наук, проф. ЯРОШЕВИЧ В. К., канд. техн. наук ЯНКЕВИЧ Н. С., кандидаты техн. наук, доценты БЕЛОЦЕРКОВСКИЙ М. А., САВИЧ Е. Л.

*Белорусская государственная политехническая академия,
Институт надежности машин НАН Беларуси*

Снижение удельных массовых и габаритных показателей деталей двигателей внутреннего сгорания при одновременном повышении их ресурса и надежности, а также сложность конструкции коленчатых валов и условий их нагружения обусловили необходимость проведения исследований, направленных на поиск новых резервов роста их долговечности. Восстановление изношенных шеек нанесением износостойких покрытий является наиболее радикальным путем увеличения срока службы коленчатых валов [1]. Однако, несмотря на многочисленные

работы, посвященные этой проблеме, ряд вопросов, связанных с выбором технологий восстановления, остается нерешенным. В частности, представляет интерес исследование влияния технологии нанесения покрытий на напряженное состояние и сопротивление усталости коленчатого вала.

Коленчатый вал нагружается периодически силами от давления газов и инерции поступательно движущихся масс. Эти силы вызывают знакопеременные крутящие и изгибающие моменты, которые обуславливают появление кру-

тильных, продольных и поперечных колебаний. В зоне галтелей происходит интенсивное накопление усталостных повреждений и зарождаются трещины. По мере увеличения количества циклов нагружений усталостная трещина распространяется дальше от места зарождения, становясь эффективным концентратором напряжений, что приводит к быстрому разрушению коленчатого вала.

Усталостное разрушение является сложным процессом и для материалов, используемых при изготовлении валов, характеризуется несколькими периодами, следующими друг за другом [2]. Можно предположить, что любой метод нанесения покрытий, сопровождающийся нагревом восстанавливаемого коленчатого вала до температур, вызывающих интенсивное движение дислокаций или любые изменения микроструктуры, должен вызывать снижение предела усталости.

Для проверки этого предположения были проведены исследования характеристик сопротивления усталостному разрушению коленчатых валов по ГОСТам 25.502–79 и 25.502–82.

Покрытия наносились газопламенным напылением на установке «ТЕРКО» и активированной электродуговой металлизацией (установка АДМ-10) путем распыления стальной проволоки марки 40Х13, а также вибродуговой наплавкой этого же материала (установка УД-420). Выбор материала покрытия основан на проведенных ранее сравнительных триботехнических испытаниях покрытий из различных сталей [3].

На первом этапе исследований испытывались цилиндрические образцы на машине МУИ-6000, обеспечивающей жесткое нагружение при чистом изгибе вращающегося образца. Образцы изготавливались из стали 40Х, диаметр рабочей части составлял 10 мм, длина – 100 мм, предельное значение нагрузки на образец – 800 Н, наибольший изгибающий момент – 50 Н·м, частота изменения цикла испытательной нагрузки – 6000 об/мин. За базу испытаний принималось 10^7 циклов. Результаты испытаний приведены на рис. 1.

Относительная усталостная прочность определялась как отношение усталостной прочности испытываемого образца к аналогичному показателю образца без покрытия.

Установлено, что покрытия, нанесенные газопламенным распылением проволок и активированной электродуговой металлизацией, вызывают незначительное **снижение** предела выносливости (10–13 %). После **вибродуговой на-**

плавки предел выносливости снизился на 35–40 %. Таким образом, при испытании образцов с различными покрытиями получена весьма ощутимая разница в значениях усталостной прочности.

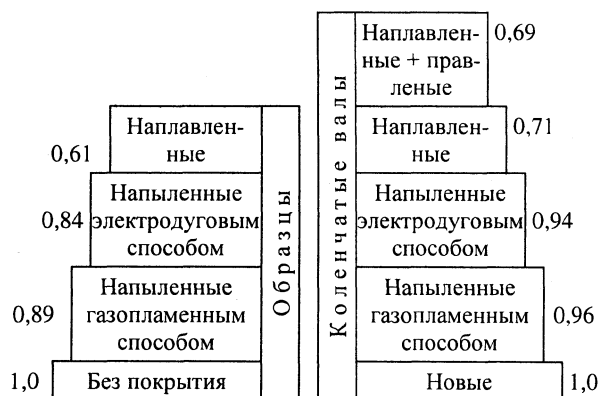


Рис. 1. Относительное сопротивление усталости образцов и коленчатых валов с различными покрытиями

Испытания восстановленных коленчатых валов проводились на специальном стенде, разработанном в Институте надежности машин Национальной академии наук Беларуси и предназначенном для определения сопротивления усталости при изгибе [4] (рис. 2).

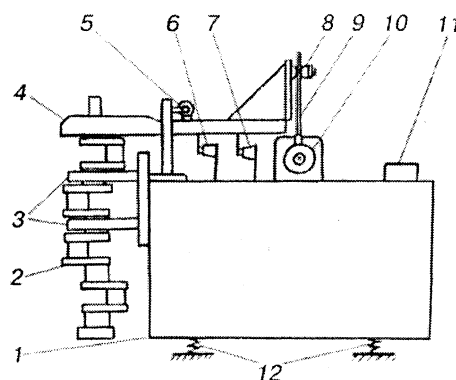


Рис. 2. Схема испытательного стенда для определения сопротивления усталости коленчатых валов

Испытаниям на данном оборудовании могут подвергаться последовательно все кривошипы коленчатого вала. При этом к станине 1 стенда за две соседние коренные шейки крепится коленчатый вал 2 с помощью захватов 3. Изгибающий момент на испытываемый кривошип передается рычагом 4.

Переменный изгибающий момент возбуждается с помощью эксцентрикового нагружателя

10 и передается рычагу посредством шатуна 9 и сегментного фрикционного устройства 8. Величина переменной нагрузки определяется радиусом кривошипа нагружателя, который может изменяться путем поворота эксцентрика в расточке эксцентрикового вала. Амплитуда нагружающего момента контролируется оптическим устройством 5 по размаху световой щели, расположенной на рычаге, измерительным микроскопом МБП-2, закрепленным на станине. На ней же размещены датчик счетчика циклов нагружения 6, датчик автоматического выключения стенда при разрушении коленчатого вала 7 и пульт управления 11. Для снижения вибраций, передаваемых на фундамент, стенд установлен на виброопорах 12.

Нагружающее устройство приводится в действие с помощью ременной передачи двигателем постоянного тока, расположенным в проеме станины. Величину напряжения на якоре двигателя можно плавно изменять от нуля до максимума, при этом частота нагружения варьируется от 0 до 50 Гц.

Для испытаний использовались четыре партии восстановленных коленчатых валов двигателей ЗМЗ-402. Для сравнения испытывались новые валы с пробегом двигателей не более 30 тыс. км. Кроме того, испытывались по три восстановленных вала двигателей ВАЗ-2103 и Фольксваген-1,6Д.

Существенное влияние на сопротивление усталости коленчатых валов оказывает правка (неупругий прогиб) в плоскости вала после их восстановления методом наплавки. Поэтому испытывались также правленные валы ЗМЗ.

Перед испытаниями каждого кривошипа производилась его тарировка – определение зависимости величины отклонения световой щели от величины изгибающего момента. Установлено, что разброс жесткости подобных кривошипов однотипных коленчатых валов двигателей ВАЗ и Фольксваген не превышает 5 %, а для валов двигателей ЗМЗ разброс показаний превысил 10 %.

Результаты проведенных стендовых испытаний (рис. 1) находятся в полном соответствии с данными, полученными на образцах. Наибольшее снижение предела выносливости наблюдалось у валов, правленных после наплавки. Аналогичные результаты наблюдались и у валов двигателей ВАЗ и Фольксваген. Установлено,

что наплавка изношенных шеек коленчатых валов снижает их предел выносливости не менее чем на 30 %, а методы газопламенного проволоночного напыления и электрометаллизации уменьшают этот показатель не более чем на 10 %.

Можно предположить, что при наплавке отрицательное влияние на сопротивление усталости оказывают растягивающие напряжения, вызванные различными коэффициентами термического расширения наплавленного материала и основы, структурными превращениями в наплавке и зоне термического влияния. На галтелях между шейками и щеками образуется зона сплавления, имеющая низкую пластичность. В зоне термического влияния из-за резкой структурной неоднородности (на шейках мартенсит с твердостью HRC₃ 60, на щеках – перлит с HB 170) возникают микротрещины, являющиеся концентраторами напряжений, что приводит к снижению сопротивления усталости. При этом из-за значительного термического влияния (глубина проплавления > 1 мм) происходит деформация вала. Поэтому, несмотря на образование в наплавленном слое структуры мартенсита, обеспечивающей сжимающие напряжения, низкая пластичность в зоне сплавления служит основной причиной снижения сопротивления усталости наплавленных коленчатых валов.

С точки зрения влияния на усталостную прочность восстановленных коленчатых валов, оптимальной технологией следует признать газопламенное напыление проволоночных материалов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ярошевич В. К., Ахмад Джафар. Выбор рациональных технологий и оборудования для восстановления коленчатых валов автомобильных двигателей // Повышение эффективности использования сельскохозяйственной техники. – Ч. 2. – Горки: БСХА, 1998. – С. 66–69.
2. Иванова В. С., Терентьев В. Ф. Природа усталости металлов. – М.: Металлургия, 1975. – 264 с.
3. Ярошевич В. К., Белоцерковский М. А., Ахмад Джафар. Триботехнические характеристики покрытий, используемых для восстановления шеек коленчатых валов // Весці НАН Беларусі. Сер. фіз.-тэхн. навук. – 2001. – № 3. – С. 32–35.
4. Янкевич Н. С. Совершенствование методов расчета и моделирования сопротивления усталости и напряженного состояния коленчатых валов тракторных двигателей: Дис. ... канд. техн. наук. – Минск, 1989. – 170 с.